

9. Мочерний, С.В. Економічна енциклопедія [Текст]: У трьох томах. Т1 / Редкол.: ... С.В. Мочерний (відп. Ред.) та ін. – К.: Видавничий центр «Академія», 200 – 864 с.
10. Опарін, В.М. Бюджетна система [Текст]: навч. – метод. посібник для самост. вивч. дисц. / В.М. Опарін, В.І. Малько., С.Я. Кондратюк. – К.:КНЕУ, 2000. – 208 с.
11. Павлюк, К.В. Формування доходів місцевих бюджетів [Текст] / К.В. Павлюк // Фінанси України. – 2006. – № 4. – С. 24 – 37.
12. Про місцеве самоврядування в Україні // Закон України від 21.05.1997 № 280/97-ВР. Із змінами і доповненнями // [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon.rada.gov.ua>
13. Сунцова, О.О. Місцеві фінанси [Текст]: навч. посібник / О.О. Сунцова. – К.: ЦУЛ, 2010. – 488 с.
14. Федосов, В.М. Сутність і проблематика бюджетування: українські реалії [Текст] /В.М. Федосов, Т.С. Бабич // Фінанси України. - 2008. - №1. – С. 3 – 23.

Отримано 21.12.15

## УДК 621.9

**В.А. Мажара, доц., канд. техн. наук, М.О. Годунко, доц., канд. техн. наук, С.С. Шматько, магістрант**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Дослідження впливу конструктивних параметрів адаптивного захватного пристрою на сили затиску

В статті розглядається вплив конструктивних параметрів адаптивного захватного пристрою на силу затиску як призматичних, так і циліндричних деталей та наведено методику розрахунку сил затиску.

**адаптивний захватний пристрій промислового робота, кут повороту ведучої ланки, циліндрична деталь, призматична деталь**

**Постановка проблеми.** Аналіз стану вітчизняного машинобудування показує, що актуальною задачею є подальше підвищення рівня автоматизації металообробного обладнання.

© В.А. Мажара, М.О. Годунко, С.С. Шматько, 2015

Використання промислових роботів, в даному плані, є перспективним напрямком, оскільки забезпечує необхідну гнучкість роботи технологічного обладнання і дозволяє вивільнити робітників від виконання монотонних, фізично важких та некваліфікованих робіт.

Захватні пристрої є найбільш відповідальними механізмами промислових роботів, які забезпечують утримання деталей при їх просторовому переміщенні. Враховуючи, що промислові роботи доцільно використовувати в серійному типі виробництва, де постійно змінюється номенклатура оброблюваних деталей, то розробка адаптивних захватних пристроїв для деталей різних класів є актуальною задачею.

**Аналіз останніх досліджень.** Розширення технологічних можливостей захватних пристроїв промислових роботів завжди було актуальною задачею у автоматизованому машинобудівному виробництві. Дане питання вирішувалося за рахунок конструктивних особливостей виконання захватів (поворотні призми, змінні затискні важелі та затискні елементи, механізми збільшення діапазону розмірів утримуваних деталей та ін.), а також оснащенням захватних пристроїв датчиками зовнішньої інформації, які реагують на наявність об'єкту маніпулювання, його форму, розміри, масу, стан поверхні, сили затиску, проковзування та ін. Зокрема в роботах [1] та [2] представлено багато конструктивних виконань таких пристроїв, та наведено опис принципу їх роботи. Приведені особливості захватів визначають ступінь їх адаптивності, але не дають можливості створити легко програмуєму конструкцію, яка б відрізнялася високою надійністю, точністю та простотою виконання. У праці [3] розглянуто адаптивний захватний пристрій, що призначений для затиску як циліндричних, так і призматичних деталей, де в якості силових приводів використані серводвигуни. Поява компактних і водночас потужних сервоприводів дала поштовх до виходу на новий технологічний рівень проектування, визначення нових підходів та методик створення захватних пристроїв. У даній статті приведено методику для визначення сили затиску адаптивним захватним пристроєм деталей призматичної та циліндричної форми.

**Дослідження впливу конструктивних параметрів адаптивного захватного пристрою на сили затиску.** Виходячи із призначення захватів слідує, що вони повинні забезпечувати надійне

утримання транспортованих роботом деталей. Найголовнішим фактором, який впливає на утримання деталі є силу затиску. Сила затиску залежить від конструктивних параметрів, такі як розмір деталі, довжини ведучих ланок ЗП, та кути повороту ведучих ланок  $\alpha$  та  $\beta$ .

Наведемо методику розрахунку сили затиску для призматичних деталей. Тож, сила затиску  $W$  умовно розбивається на дві сили, одна з яких –  $W_1$ , створюється серводвигуном  $M_1$  і діє в точці  $C$ , та сила  $W_2$ , яка створюється серводвигуном  $M_2$  і діє в точці  $D$  (рис. 1).

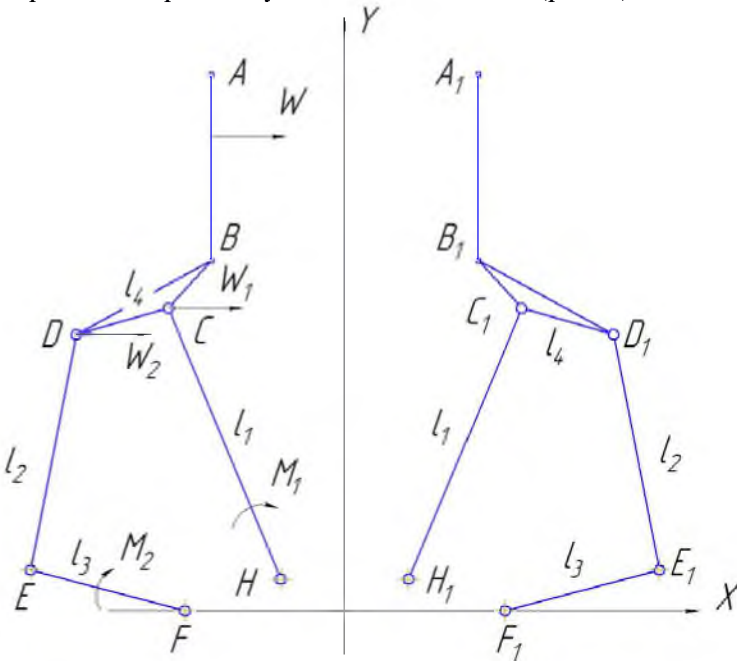
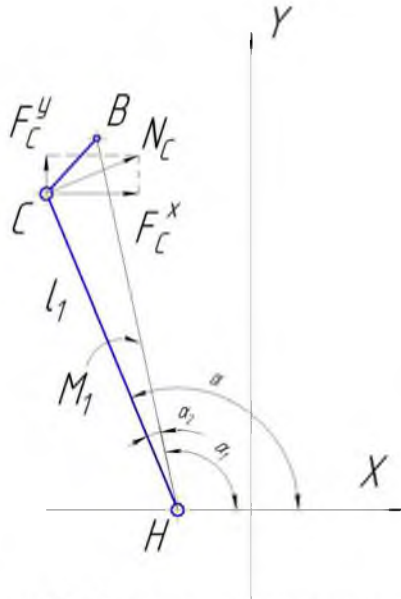


Рисунок 1 – Схема до розрахунку сили затиску призматичної деталі

В такому випадку сила затиску  $W$  визначається як:

$$W = W_1 + W_2. \quad (1)$$

Проведемо розрахунок сили  $W_1$  в точці  $C$ . З рис. 2 бачимо, що нормальна сила  $N_C$ , яка прикладена до ланки  $HC$  розкладається на сили  $F_C^X$  та  $F_C^Y$ . Сила  $F_C^X$  буде забезпечувати створення однієї із складових сил затиску –  $W_1$ .


 Рисунок 2 – Схема до розрахунку сили  $W_1$ 

Сила  $F_C^X$  визначається залежністю:

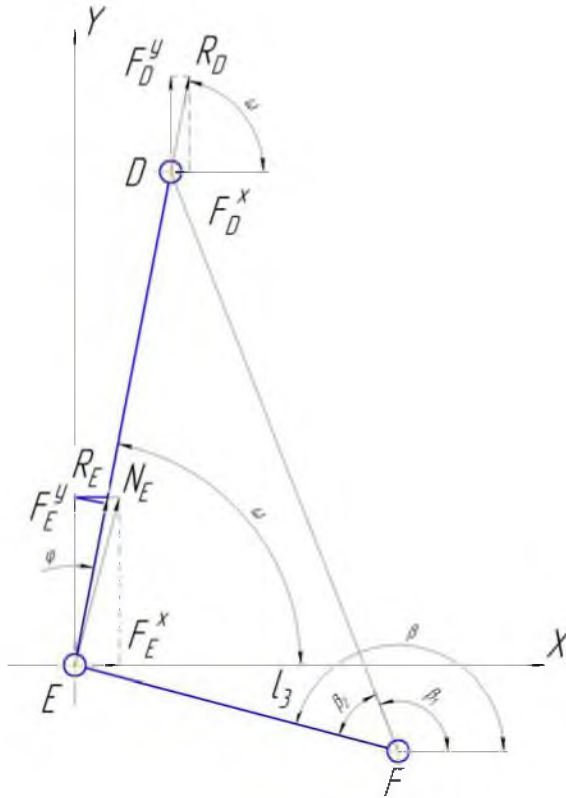
$$F_C^X = N_C \cdot \cos(\alpha - 90^\circ). \quad (2)$$

Нормальна сила  $N_C$  залежить від крутного моменту на вхідному валу серводвигуна та довжині ведучої ланки і визначається за формулою:

$$N_C = \frac{M_1}{l_1}, \quad (3)$$

де  $M_1$  – крутний момент на валу першого серводвигуна;  $l_1$  – довжина ланки HC.

Проведемо розрахунок сили  $W_2$  в точці D. З рис 3 бачимо, що крутний момент  $M$  передається на ланку ED через ланку FE, тому необхідно визначити силу  $R_E$ , яка діє по направляючій ланці ED. Вона дорівнює силі  $R_D$  в точці D і розкладається на сили  $F_D^X$  та  $F_D^Y$ . Сила  $F_D^X$  буде забезпечувати створення однієї із складових сил затиску –  $W_2$ .


 Рисунок 3 – Схема до розрахунку сили  $W_2$ 

Сила  $F_D^x$  визначається за формулою:

$$F_D^x = R_D \cdot \cos \varphi. \quad (4)$$

Силу  $R_E$  знаходимо за допомогою нормальної сили  $N_E$  прикладеної в точці E. Так як нормальна сила  $N_E$  розкладеною на складові сили  $F_E^x$  та  $F_E^y$ , сила  $R$  буде похідною від  $N_E$  та  $F_E^y$ . Сила  $R_E$  визначається залежністю:

$$R_E = F_E^y \cdot \cos \varphi. \quad (5)$$

Знаходимо  $F_E^y$  за формулою

$$F_E^y = N_E \cdot \cos(\beta - 180^\circ). \quad (6)$$

Нормальна сила  $N_E$  визначається за формулою:

$$N_E = \frac{M_2}{l_3}, \quad (7)$$

де  $M_2$  – крутний момент на валу другого серводвигуна;  $l_3$  – довжина ланки FE.

Кут  $\varphi$  визначається за формулою:

$$\varphi = 90^\circ - \omega. \quad (8)$$

Кут  $\omega$  в свою чергу визначається залежністю:

$$\omega = \arctg \frac{|Y_D - Y_E|}{|X_D - X_E|}. \quad (9)$$

Таким чином можливо провести розрахунок сили затиску для утримання призматичних деталей.

Наведемо методику розрахунку сили затиску для циліндричних деталей. Розрахунок сил затиску для циліндричної деталі проводимо з припущенням, що в затиску деталей, приймає участь тільки один серводвигун, тож необхідно розрахувати сили затиску окремо для кожної з ланок.

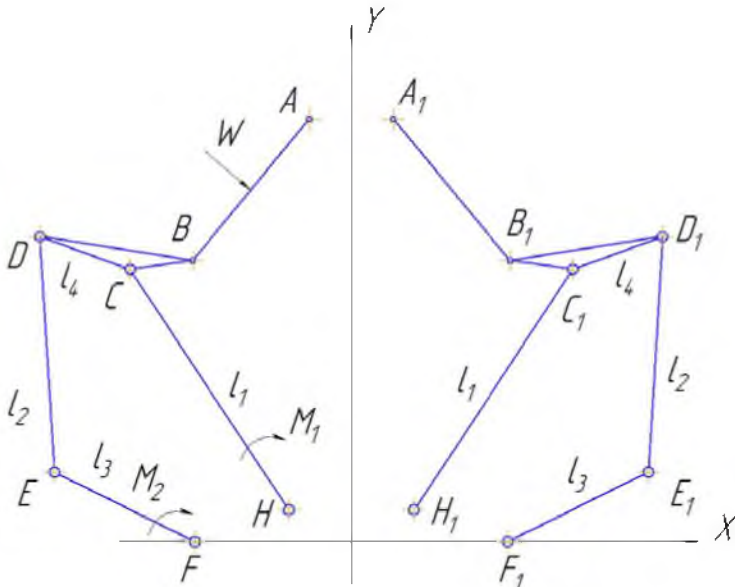


Рисунок 4 – Схема до розрахунку сили затиску циліндричних деталей

Проведемо розрахунок сили  $W$  в точці С, при умові що другий серводвигун не створює крутного моменту і точка D є нерухомою.

Виходячи зі схеми рис. 5, складаємо рівняння рівноваги:

$$\sum M_D = 0.$$

$$W \cdot l_3^E = F_C^Y \cdot l_2^E. \quad (10)$$

Виходячи з цього, сила затиску  $W$  розраховується за формулою:

$$W = \frac{F_C^Y \cdot l_2^E}{l_3^E}. \quad (11)$$

Зі схеми рис. 5, бачимо що нормальна сила  $N_C$ , яка прикладена до ланки HC розкладається на сили  $F_C^X$  та  $F_C^Y$ . Силу  $F_C^X$  визначаємо за формулою:

$$F_C^X = N_C \cdot \cos(180^\circ - \alpha). \quad (12)$$

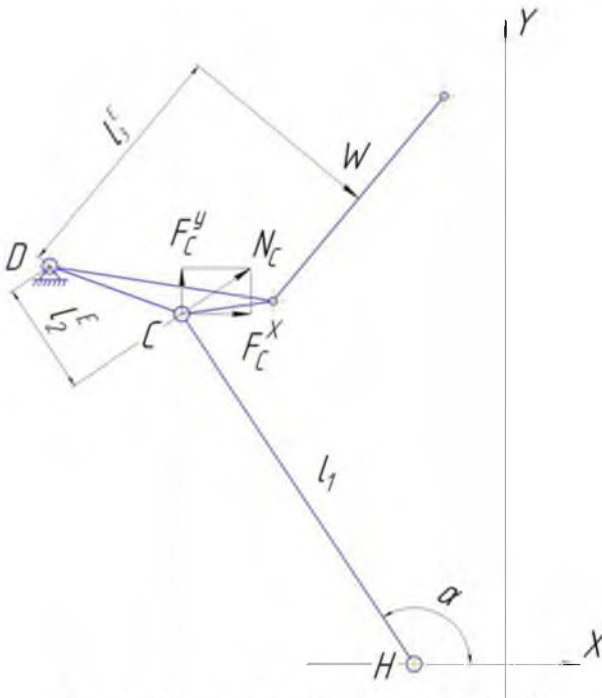


Рисунок 5 – Схема до розрахунку сили  $W$

Проведемо розрахунок сили  $W$  в точці  $D$ , при умові, що перший серводвигун не створює крутного моменту і точка  $C$  є нерухомою.

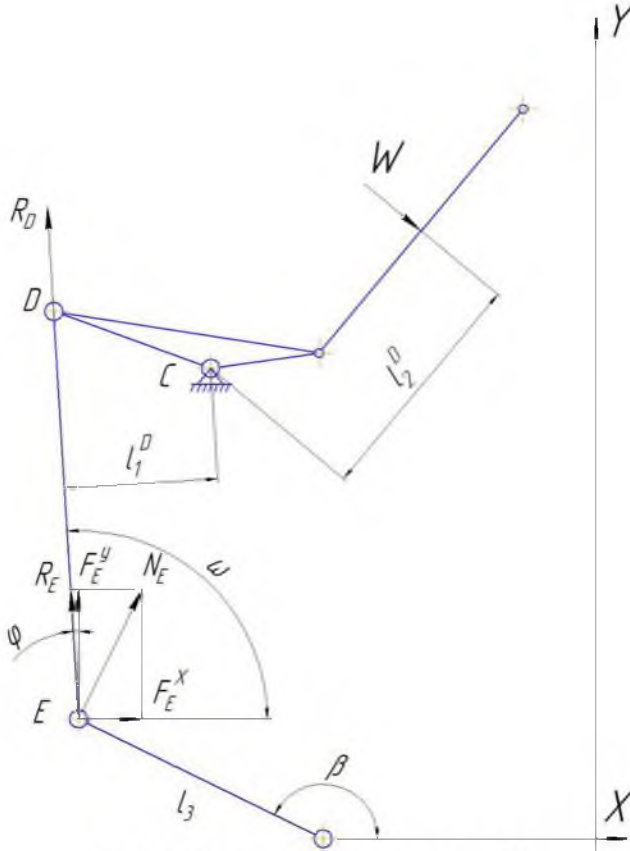


Рисунок 6 – Схема до розрахунку сили  $W$

Виходячи зі схеми рис. 6, складаємо рівняння рівноваги:

$$\sum M_C = 0.$$

$$W \cdot l_2^D = R_D \cdot l_1^D. \quad (13)$$

Виходячи з цього, сила затиску  $W$  розраховується за формулою:

$$W = \frac{R_D \cdot l_1^D}{l_2^D}. \quad (14)$$



Зі схеми рис. 6 видно, що сила  $R_D$  прикладена в точці D дорівнює силі  $R_E$  прикладеній в точці E.

Нормальна сила  $N_E$  визначається за формулою (3).

Силу  $F_E^Y$  можна визначити за формулою:

$$F_E^Y = N_E \cdot \cos(\beta - 180). \quad (15)$$

**Висновки.** 1. Розроблено загальну методику для визначення сили затиску для призматичних і циліндричних деталей.

2. Встановлено, що під час затиску деталей адаптивним захватним пристроєм, сила затиску  $W$  є змінною величиною і є функцією від кутів повороту серводвигунів та довжин ведучих ланок, що доводять розрахунки. Виведені залежності доводять припущення, що найбільший вплив на силу затиску мають довжини ведучих ланок, що стосується як для циліндричних так і для призматичних деталей.

3. Розрахунковим методом встановлено, що при затиску призматичних деталей основну складову сили затиску створює перший серводвигун, а при утриманні циліндричних деталей – другий.

#### Список літератури

1. Ю.Г. Козырев. Захватные устройства и инструменты промышленных роботов: Учебное пособие / Ю.Г. Козырев. – М.: КНОРУС, 2011 – 312с.
2. Павленко І.І. Захватні пристрої роботів: Навчальний посібник / Павленко І.І., Годунко М.О. – Кіровоград: Лисенко В.Ф., 2014. – 368 с.
3. Мажара В.А. Визначення кутів повороту ведучих ланок адаптивного захватного пристрою / Мажара В.А., Годунко М.О., Кислун О.А. // Збірник наукових праць КНТУ / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація / – Вип. 27. Кіровоград: КНТУ, 2014. – С. 28 – 33.
4. Павленко І.І. Роботизовані технологічні комплекси: Навчальний посібник / Павленко І.І., Мажара В.А. – Кіровоград: КНТУ, 2010. – 392 с.

Одержано 22.12.15